

This Page Is Inserted by IFW Operations
and is not a part of the Official Record

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images may include (but are not limited to):

- BLACK BORDERS
- TEXT CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- FADED TEXT
- ILLEGIBLE TEXT
- SKEWED/SLANTED IMAGES
- COLORED PHOTOS
- BLACK OR VERY BLACK AND WHITE DARK PHOTOS
- GRAY SCALE DOCUMENTS

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

**As rescanning documents *will not* correct images,
please do not report the images to the
Image Problem Mailbox.**



128

①9 BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENTAMT

⑫ **Offenlegungsschrift**
⑩ **DE 40 18 943 A 1**

⑤1 Int. Cl. 5:
F 01 B 9/02

⑳ Aktenzeichen: P 40 18 943.0
㉑ Anmeldetag: 13. 6. 90
㉒ Offenlegungstag: 19. 12. 91

DE 40 18 943 A 1

㉑ Anmelder:

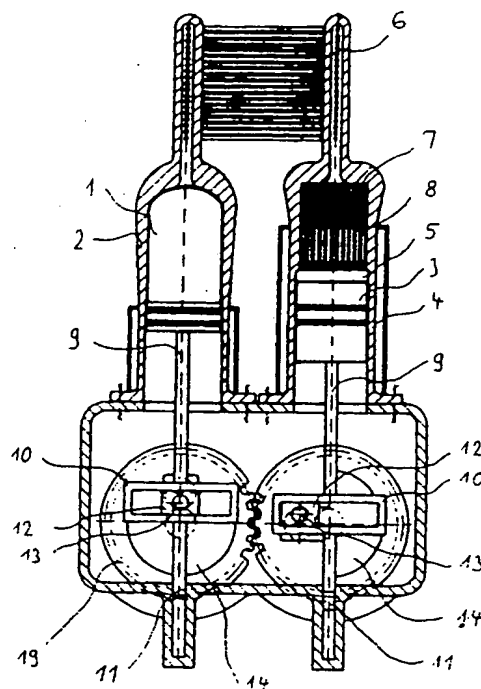
Krauch, Helmut, Prof. Dr.rer.nat., 6900 Heidelberg,
DE; Maurer, Thomas, Dipl.-Ing., 3501 Fulda, DE

㉒ Erfinder:

gleich Anmelder

㉓ Kolbenmaschine

㉓ Bei einer Kolbenmaschine zur Verwirklichung regenerativer Kreisprozesse wird durch ein besonderes Triebwerk der Wirkungsgrad und die spezifische Leistung verbessert, indem der tatsächliche zeitliche Verlauf der Kolbenbewegungen dem idealen angenähert wird. Dieses Triebwerk kann zum Beispiel wie dargestellt als Kurbelschleifengerie ausgeführt werden. Die Kurbelschleife 10 ist starr mit der Kolbenstange 9 und dieser gegenüberliegend und koaxial mit der Kolbenstange angeordnet mit der Linearführung 11 verbunden. In der Kurbelschleife 10 gleitet ein Gleitstein 12, in dem sich der Exzenter 13 mit der Exzentrizität E dreht. Dieser Exzenter 13 ist wiederum drehbar mit der Exzentrizität H in der Wange 14 der Kurbelwelle 15 gelagert. Mit dem Exzenter 13 ist das Zahnrad 16 axial starr verbunden, das mit einem gleich großen, starr mit dem Maschinengehäuse 17 verbundenen, koaxial mit der Kurbelwelle 15 angeordneten Zahnrad 18 kämmt.



DE 40 18 943 A 1

Beschreibung

Die Erfindung betrifft eine Kolbenmaschine, insbesondere zur Verwirklichung regenerativer Kreisprozesse wie Stirling- oder Vuilleumier-Prozeß, die als Wärmekraftmaschine, als Wärmepumpe, als ein- oder mehrstufige Kältemaschine oder als eine, Mischformen aus Stirling- und Vuilleumier-Prozeß erlaubende, Maschine zur frei einstellbaren gleichzeitigen Bereitstellung von Wärme, Kälte und mechanischer Arbeit, ausgeführt sein kann. Solche Maschinen sind gekennzeichnet durch:

- Ein geschlossenes Arbeitssystem, ohne Arbeitsventile, in dem das den thermodynamischen Kreisprozeß durchlaufende Arbeitsmedium auf Dauer eingeschlossen ist.
- Das Vorhandensein von Wärmetauschern, durch die der Antriebswärmestrom dem Arbeitsmedium zugeführt und der Abwärmestrom dem Arbeitsmedium entzogen wird.
- Das Vorhandensein mindestens eines thermischen Regenerators der mindestens einmal während des Kreisprozesses Wärme aufnimmt, diese zwischenspeichert und dieselbe zu einem anderen Zeitpunkt wieder abgibt. Dadurch wird die Realisierung von reversiblen Kreisprozessen ermöglicht.

Nach dem Stand der Technik sind verschiedene Bauweisen bekannt, die o. g. Maschinen und ihre Triebwerke betreffen. Das sind zum Beispiel: Maschinen mit Reihen oder V-Anordnungen der Zylinder häufig mit Kreuzkopfgetriebe; Maschinen in Reihen oder Boxeranordnung mit Rhombengetrieben; Maschinen mit Taumel- oder Schrägscheibengetrieben und paralleler Anordnung der Zylinder auf einem Teilkreis.

Es wurden weiter verschiedene Anordnungen von Kurbelschleifen, Parsons-Getrieben sowie vielfältige Dreh- und Kreiskolben-Bauarten vorgeschlagen.

Eine Sonderstellung nehmen die sogenannten Freikolbenmaschinen ein. Bei ihnen wird die Bewegung mindestens eines Kolbens dadurch bewirkt, daß dieser unter dem Einfluß der Gaskräfte und geeignet gewählter Federn sowie seiner Massenträgheit erzwungene Schwingungen ausführt deren Weg-Zeit-Verhalten für die Realisierung des erwünschten thermodynamischen Kreisprozesses geeignet ist.

Daneben ist eine magnetische Kopplung zwischen in einem hermetisch dichten Gehäuse oder Zylinder angeordneten Kolben und einem außerhalb dieses Gehäuses angebrachten Getriebe vorgeschlagen worden. Diese Kopplung ist nicht als starr anzusehen, sondern läßt einen gewissen Schlupf zu, dessen Ausmaß sich kontinuierlich ändert und dessen Vorzeichen in den Totpunkten wechselt.

All diesen Maschinen ist das Problem gemeinsam, daß der zeitliche Verlauf der Kolbenbewegungen nur mit gewissen Einschränkungen zur Verwirklichung der angestrebten regenerativen reversiblen Kreisprozesse geeignet ist. Vielmehr werden die Kolbenbewegungen von den mechanischen Eigenheiten der verwendeten Getriebe bestimmt und weichen mehr oder minder von einem angestrebten Idealverlauf ab.

Demzufolge befindet sich z. B. bei einem Stirling-Prozeß auch während der Verdichtungsphase eine Menge des Arbeitsmediums im heißen Arbeitsraum und während der Expansionsphase im kalten Arbeitsraum. Das Ziel, das Arbeitsmedium bei niedriger Temperatur zu komprimieren, und es bei hoher Temperatur zu expan-

dieren, um einen maximalen Arbeitsgewinn zu erzielen, kann also nicht erreicht werden. Wärmezufuhr und Wärmeabfuhr erfolgen nicht zu den für die Verwirklichung des Kreisprozesses günstigsten Zeiten, und durch die dadurch bedingte Irreversibilität sind die spezifische Leistung und der Wirkungsgrad niedriger als theoretisch möglich.

Aufgabe der Erfindung ist es, ein Getriebe anzugeben, das es ermöglicht den zeitlichen Verlauf der Kolbenbewegungen dem Idealverlauf, der sich z. B. aus dem idealen Stirling-Prozeß in Form von diskontinuierlichen Kolbenbewegungen ergibt, anzunähern. Der Wirkungsgrad und die spezifische Leistung der o. g. Maschinen können so verbessert werden.

Ein Ausführungsbeispiel der Erfindung ist in Fig. 1 und 2, am Beispiel einer Wärmekraftmaschine nach dem Stirling-Prozeß (Stirlingmotor) ausgeführt. Der Stirlingmotor ist in A-Bauweise ausgeführt, d. h. der heiße und der kalte Arbeitsraum wird von je einem Kolben in separaten Zylindern, die durch die Wärmetauscher Erhitzer, Regenerator und Kühler verbunden sind, gebildet.

In Fig. 1 ist mit 1 der Expansionskolben bezeichnet, der sich in dem Expansionszylinder 2 bewegt. Entsprechend bewegt sich der Kompressionskolben 3 in dem Kompressionszylinder 4. Der Arbeitsraum 5, in dem eingeschlossen sich das gasförmige Arbeitsmedium befindet, besteht aus den von beiden Kolben gebildeten Räumen in den Zylindern und den Wärmetauschern Erhitzer 6, Regenerator 7 und Kühler 8. Die Verbindung zwischen den Kolben und den dem Anspruch 2 entsprechenden Getrieben wird vorteilhaft durch die Kolbenstangen 9 geschaffen.

Fig. 2 zeigt beispielhaft das als Kurbelschleifengetriebe ausgeführte Getriebe. Die Kurbelschleife 10 ist starr mit der Kolbenstange 9 und dieser gegenüberliegend und coaxial mit der Kolbenstange angeordnet mit der Linearführung 11 verbunden. In der Kurbelschleife 10 gleitet ein Gleitstein 12, in dem sich der Exzenter 13 mit der Exzentrizität E dreht. Dieser Exzenter 13 ist wiederum drehbar mit der Exzentrizität H in der Wange 14 der Kurbelwelle 15 gelagert. Mit dem Exzenter 13 ist das Zahnrad 16 axial starr verbunden, das mit einem gleichgroßen, starr mit dem Maschinengehäuse 17 verbundenen, coaxial mit der Kurbelwelle 15 angeordneten Zahnrad 18 kämmt. Dadurch bewegt sich der Exzenter auf der in Fig. 2 fett gezeichneten annähernd herzförmigen Bahn.

Fig. 3 zeigt die Abwicklung dieser Bahn (gestrichelt) im Vergleich mit dem für die Verwirklichung des Stirling-Prozesses idealen Hubfunktion mit diskontinuierlicher Kolbenbewegung (durchgezogen) und einer herkömmlichen Hubfunktion (gepunktet), wie sie in Kurbel- oder Taumelscheibengetrieben verwirklicht ist.

Das Verhältnis der Exzentrizitäten E/H liegt zwischen 0,1 und 1 und muß für den Einsatzzweck der Maschine angepaßt und optimiert werden. Ebenso muß bei der dargestellten beispielhaften Verwirklichung eines Stirlingmotors der Versatz der beiden gekoppelten Kurbelgetriebe festgelegt werden. Dieser Versatz entspricht im Falle der A-Bauweise der Phasenverschiebung zwischen den zeitlichen Volumenänderungen im Expansionsraum und im Kompressionsraum.

Im dargestellten Beispiel kann der Versatz zwischen den oberen Totpunkten der beiden Kolben zwischen 50° und 160° Kurbelwinkel liegen.

Im Gegensatz zu den nach dem Stand der Technik üblichen Getriebebauarten wird durch eine Verände-

rung des Kurbelversatzes (in diesem Fall identisch mit der Phasenverschiebung) das geometrische Verdichtungsverhältnis nicht verändert. Bisher mußte oft ein Kompromiß zwischen der für den Wirkungsgrad optimalen Phasenverschiebung und dem, in Hinblick auf die Leistungsdichte erwünschten hohen Verdichtungsverhältnis gemacht werden.

Die Verbindung zwischen dem Kurbelzapfen des Exzentrers und dem Kolben kann, bei Verwendung eines ausreichend langen Pleuels (Kurbelverhältnis $\lambda < 0,25$), auch durch Pleuelstange und z. B. Kreuzkopf und Kolbenstange oder auch direkt durch die Pleuelstange erfolgen.

Die im dargestellten Beispiel erforderliche Kopplung von zwei erfindungsgemäßen Kurbelgetrieben kann selbstverständlich durch starre axiale Kopplung der beiden Kurbelwellen, durch Zahnrad-, Ketten- oder Riemengetriebe erfolgen. Bei der Wahl des Kurbelversatzes muß dabei die relative Drehrichtung der beiden Kurbelwellen berücksichtigt werden.

Die vorgeschlagenen Maschinen sind selbstverständlich einem Massenausgleich im Rahmen des bei Kolbenmaschinen üblichen zugänglich.

Patentansprüche

1. Kolbenmaschine, insbesondere Stirling-Maschine, die als Wärmekraftmaschine, Wärmepumpe oder Kältemaschine arbeiten kann oder nach dem Vuilleumier-Prozeß arbeitende Wärmepumpe oder Maschine zur gleichzeitigen Bereitstellung von Wärme- und/oder Kälteleistung und mechanischer Leistung z. B. an einer Welle, **dadurch gekennzeichnet**, daß ein für die Verwirklichung regenerativer Wärmemaschinenprozesse optimaler zeitlicher Zusammenhang zwischen der Bewegung mindestens eines Kolbens und der Drehung z. B. einer Kurbelwelle durch ein umlaufendes Exzentergetriebe erzeugt wird.

2. Kolbenmaschine nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Bewegung eines Kolbens (1, 3) jeweils von einer Welle (15) und einem darin exzentrisch mit der Exzentrizität H gelagerten Exzenter (13) mit der Exzentrizität E, der mit einem Zahnrad (16) starr verbunden ist, das mit einem gleich großen, starr mit dem Maschinengehäuse (17) verbundenen Zahnrad (18) kämmt, und der drehbar in dem Gleitstein (12) gelagert ist, der seinerseits in der mit der Kolbenstange fest verbundenen Kurbelschleife (10) gleitet, bestimmt wird, was zu einer annähernd herzförmigen Umlaufbahn des Exzentrers führt, wodurch die Verwirklichung von regenerativen Wärmeprozessen optimiert wird.

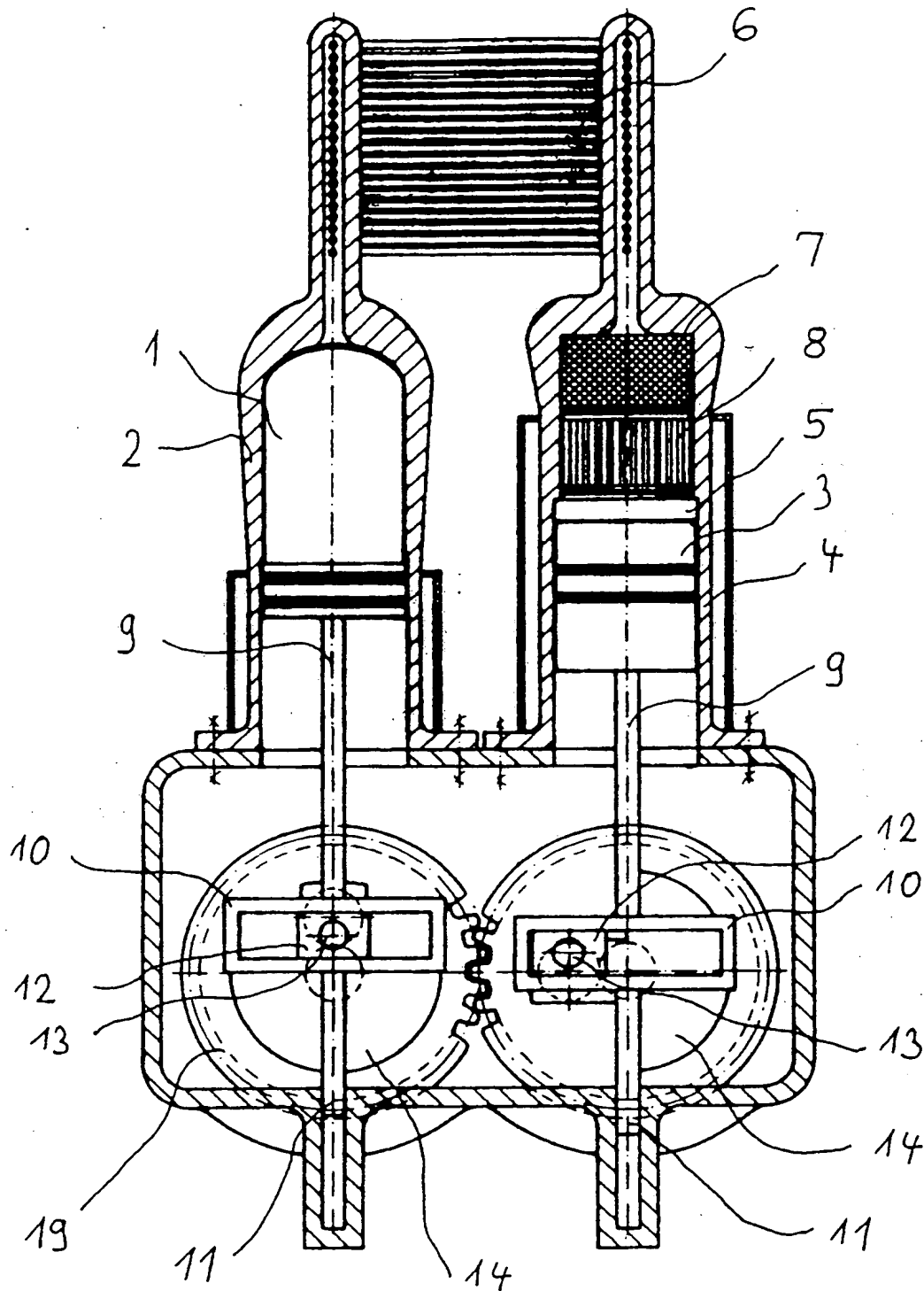
3. Kolbenmaschine nach Anspruch 1 und 2, gekennzeichnet dadurch, daß die kinematische Verbindung zwischen Hubzapfen und Kolben nicht durch eine Kurbelschleife, sondern durch eine Pleuelstange oder durch Pleuelstange, Kreuzkopf und Kolbenstange hergestellt wird. Die erfindungsgemäßen Vorteile hinsichtlich des zeitlichen Ablaufes der Kolbenbewegung bedingen hierbei die Verwendung einer ausreichend langen Pleuelstange (Kurbelverhältnis $\lambda < 0,25$).

4. Kolbenmaschine nach Anspruch 1, 2 und 3, dadurch gekennzeichnet, daß zwei Wellen, die die Bewegungen von zwei Kolben bestimmen, durch ein Zahnradgetriebe (19) oder geeignete Kettengetrie-

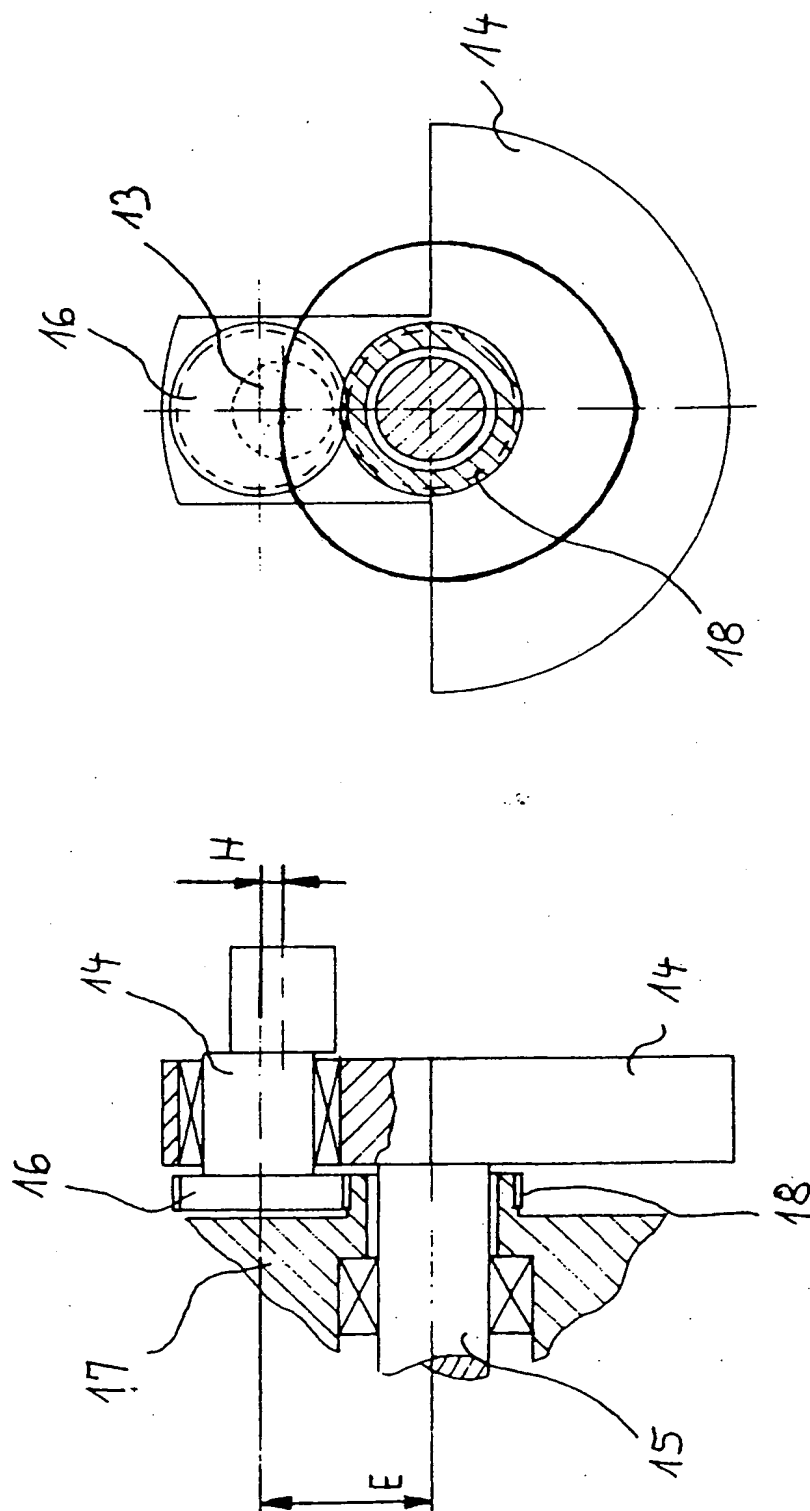
be oder Riemengetriebe oder starr gekoppelt sind, wobei ein Phasenversatz von 50° bis 160° Kurbelwinkel zwischen den Hubverläufen der Kolben vorgesehen werden kann.

5. Kolbenmaschine nach Anspruch 1, 2, 3 und 4, dadurch gekennzeichnet, daß der Ausgleich der von den bewegten Teilen hervorgerufenen Kräfte und Momente in an sich bekannter Weise durch Gegengewichte an den rotierenden Maschinenteilen und/oder durch zusätzliche geeignet angebrachte und angetriebene Ausgleichswellen erfolgt.

Hierzu 3 Seite(n) Zeichnungen

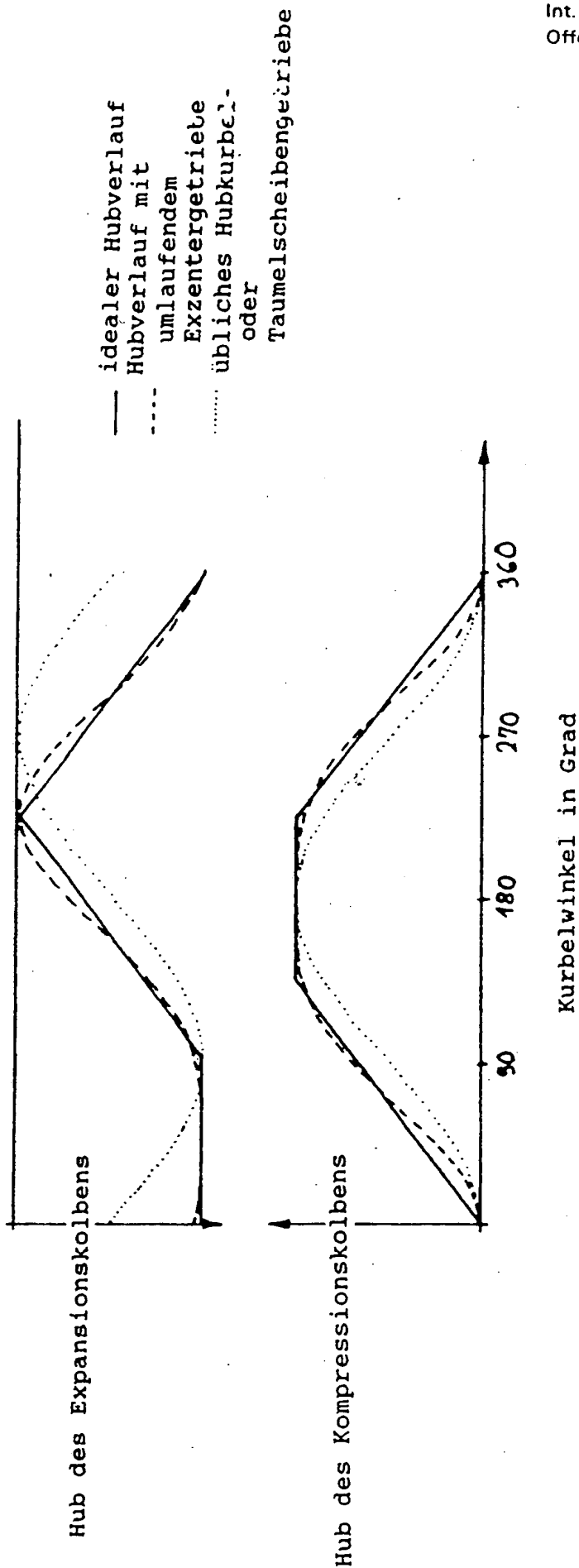


Figur 1



Bewegungsbahn des Exzenters

Figur 2



Figur 3

(19) Federal Republic
of Germany
[coat of arms]
German
Patent Office

(12) Submission Paper
(10) DE 401809430 A 1

(51) Int. Cl. ⁵;
F 01 B 9/02

(21) File number: P 40 18 943.0
(22) Registration date: 13. 6. 90
(43) Submission date: 19.12. 91

[vertical:]
DE 4018943 A 1

(71) Registrant:

Krauch, Helmut, Prof. Dr. rar. nat., 6900 Heidelberg
DE; Maurer, Thomas, Dip.-Ing., 3501 Fuldata. DE

(72) Inventor:

same as registrant

(54) Piston engine

(57) In the implementation of the regenerative cycles in a piston engine, the efficiency and performance is improved by a special transmission and by bringing the actual time lapse of the piston action closer to the ideal progression. This transmission, as shown in the example, can be implemented as a crank grind gear. Crankshaft 10 is connected tightly to piston rod 9 and configured across from it and coaxially to the piston rod with linear guiding 11. Sliding block 12 slides in the crank grind 10, in which the eccentric cam 13 rotates with eccentricity E. This eccentric cam is in turn pivoted with eccentricity H in cheek 14 of crankshaft 15. Cogwheel 16 is tightly connected to eccentric cam 13, which is meshed with an equal-sized cogwheel, which is tightly connected to the engine frame 17 and coaxially configured with the crankshaft 15.

Description

The invention is a piston engine designed specifically for the implementation of regenerative cycles, such as the Stirling-process or Vuilleumier process. The engine can be implemented as a heat engine, heat pump, single or multi-speed radiator, or as an engine which allows a mixture of Stirling and Vuilleumier processes for the freely adjustable, simultaneous provision of heat, coolant and mechanical operation. These kinds of engines are characterized by:

- A closed operating system without ventilation, in which the working agent, which circulates in the thermodynamic process, is permanently enclosed.
- The presence of heat exchangers through which the thermal flow of the transmission is supplied, and the waste heat is drawn out.
- The presence of at least one thermal regenerator which absorbs heat at least once during the cycle and buffers it, and later gives it off. Through this, reversible cycles are made possible.

There are various state-of-the-art designs which affect the above-mentioned engines and transmissions, for example: engines with in-line or v-configuration cylinders often with crosshead gears; engines with in-line or flat configuration (Boxer) with rhombus gears; engines with staggered or swashplated gears and parallel configuration on a circular pitch.

Additionally, various configurations of crankshafts, Parsons gears, as well various rotary and circular pistons designs were suggested.

So-called "free piston engines" are in a category unto themselves. In their case, at least one piston action is activated such that it forces oscillation by means of gas power, specially designed springs, and its own inertia, the path-time relation of which is designed specifically for the realization of the desired thermodynamic process.

In addition to this, a magnetic connection between a piston that has been configured in a hermetically sealed container, or cylinder and a gear installed outside of said container has been suggested. This connection should not to be fitted tightly, but should allow for slippage, the extent of which continuously changes, and the polarity of which varies at its dead center point.

All of these engines share a common problem: the time lapse of the piston action is suitable for only a few limitations in the implementation of the desired reversible regenerative cycles. The movement of the pistons is determined prevalently by the mechanical peculiarities of the gear being used, and stray more often than not from the ideal progression.

Consequently, as in the case of the Stirling-process, for example, a certain amount of operating agent is found, even during the compression phase, in the heated space and during the expansion phase in the cold space. Therefore, the goal of compressing the work agent in low temperatures and expanding it in high temperatures in order to achieve maximum results can not be reached. The supply and removal of heat does not occur at the most advantageous times during the cycle. As a result of the irreversibility caused, the performance and efficiency are theoretically lower possible.

The purpose of the invention is to give off power, enabling the time lapse of the piston action to approach its optimal performance, like that resulting from an ideal Stirling-process in the form of discontinuous piston action. The efficiency and the performance of the above-mentioned can thusly be improved.

An example of the invention in action is demonstrated in Fig. 1 and 2 showing a heat engine being operated according to the Stirling-process. The Stirling motor implemented is an A-type: the hot and cold operating spaces are each formed by a piston in separate cylinders connected by the heat exchanger heater, regenerator and radiator.

In Fig. 1, the expansion piston, which moves within expansion cylinder 2, is labeled I. Compression piston 3 moves within compression cylinder 4 in the same way. Working space 5, in which the operating agent in gaseous form is enclosed, consists of both spaces formed by both pistons in the cylinders and the heat exchanger heater 4, regenerator 7, and radiator 8. A connection between the piston and the gears appropriate for the demand is best achieved by piston rods 9.

Fig. 2 shows a good example of a crank gear transmission. The crank gear 10 is rigidly connected to piston rod 9, which is located opposite and co-axially configured with the piston rod and the linear guiding. Sliding block 12 slides in crank gear 10, in which the eccentric cam revolves with eccentricity 13. This eccentric cam is in turn pivoted with eccentricity 13 in cheek 14 of the crankshaft 15. Gear-wheel 16 is connected tightly to eccentric cam 13 which is meshed to gear-wheel 18, which is the same size and coaxially configured to crankshaft 15. By this means, the eccentric cam travels on an almost heart-shaped orbit boldly marked in Fig 2.

Fig. 3 shows the evolution of this orbit (dashed) in comparison to the optimal lift function used in the Stirling-process with discontinuous piston action (solid), and the traditional lift function (dotted), used in a crank or swash plate gear.

The relationship of eccentricities E/H lies between 0.1 and 1, and must be fitted or optimized, according to the engine's task. Accordingly, as in the best-case scenario performance of a Stirling-engine shown here, the displacement of both connected crank gears must be determined. In the case of an A-type construct, the displacement corresponds to the lag between the temporal changes in volume in the expansion tank and the compression tank.

In the example illustrated, the space between the upper dead spaces of both pistons can lie between 50° and 160° degrees.

Contrary to the usual state of the art transmission models, a change in the piston displacement (in this case identical with the phase displacement), does not change the geometric compression ratio. In the past, a compromise between optimal efficiency phase displacement and the compression ratio with regards to the desired high compression ratio had to be made.

Connection between the crank pin of the eccentric cam and the piston, when a connecting rod of sufficient length is used (crank ratio $\lambda < 0.25$), can occur also with a connecting rod, and, for example, a cross head and piston rod, or directly by the connecting rod.

The coupling of two crank gears specifically fitted for the invention, as shown in the example, can certainly occur through a rigid axial coupling of both crankshafts by cogwheel, chain, or belt gear. When choosing the crank displacement, the relative rotation direction of both crankshafts must be taken into consideration.

The engines suggested above are, of course, open to the usual equalization of balance for piston engines.

Patent claims

1. A piston engine, specifically a Stirling engine, which can operate as a heat-powered engine, heat pump or radiator; or as a heat pump or engine that operates according to the Vuilleumier process, providing simultaneous heat and/or radiator and mechanical output. A piston engine characterized by the fact that an optimal time relationship for the implementation of regenerative heat processes is produced between the action of at least one piston and the rotation of one crankshaft, for example, by a revolving eccentric cam gear.
2. The piston engine of claim 1, characterized by the fact that the action of one piston (1.3) is determined respectively by a shaft (15) inside which an eccentric cam (13) with eccentricity E (installed with eccentricity H), is rigidly connected by a cogwheel, which meshes with an equal-sized cogwheel connected to the engine body, installed to rotate within the sliding block, which is connected by a piston rod, which in turn slides in the crankshaft, causing an almost heart-shaped eccentric cam orbit, thus optimizing the regenerative heating process.
3. The piston engine of claims 1 and 2, characterized by the fact that the kinematic connection between lift-cog and piston is not produced by a crankshaft, but by a connecting rod, or by a connecting rod, crosshead and piston rod. The advantages of the invention in terms of time lapse of the piston movement are contingent upon the implementation of a connecting rod of sufficient length (crank ratio $\lambda < 0.25$).
4. The piston engine of claims 1, 2 and 3 characterized by the fact that the two shafts, which determine the movement of two pistons, [illegible] or belt gear or are rigidly coupled, whereby a phase displacement of 50° and 160° crank angle can be provided between the lift gradients of the pistons.
5. The piston engine of claims 1, 2, 3 and 4, characterized by the fact that the balance of the force and momentum of the parts in motion happens in a known manner by counterbalances on the rotating engine parts and/or by the additionally supplied and utilized differential shafts.

Attach 3 pages of designs here.

Designs page 1

Number: DE 40 18 943 A1
Int. Cl.⁵: F 01 B 9/02
Date of Submission: December 19, 1991

[design:]

Designs page 2

Number: DE 40 18 943 A1
Int. Cl.⁵: F 01 B 9/02
Date of Submission: December 19, 1991

[designs:]

[below designs, vertically:]
Orbit of the eccentric cam

Figure 2

Number: DE 40 18 943 A1
Int. Cl.⁵: F 01 B 9/02
Date of Submission: December 19, 1991

Lift of the expansion piston [chart] — ideal lift range
[chart] - - lift range with orbiting eccentric cam
[chart] normal crank lift or swash plate gear
Crank angle in degrees

Figure 3